

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-230334

(43)Date of publication of application : 27.08.1999

(51)Int.Cl.

F16H 61/48

B60K 41/22

F16D 25/14

F16H 61/56

(21)Application number : 10-046234

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 10.02.1998

(72)Inventor : ITO KENTARO
AKIMOTO TAKAO

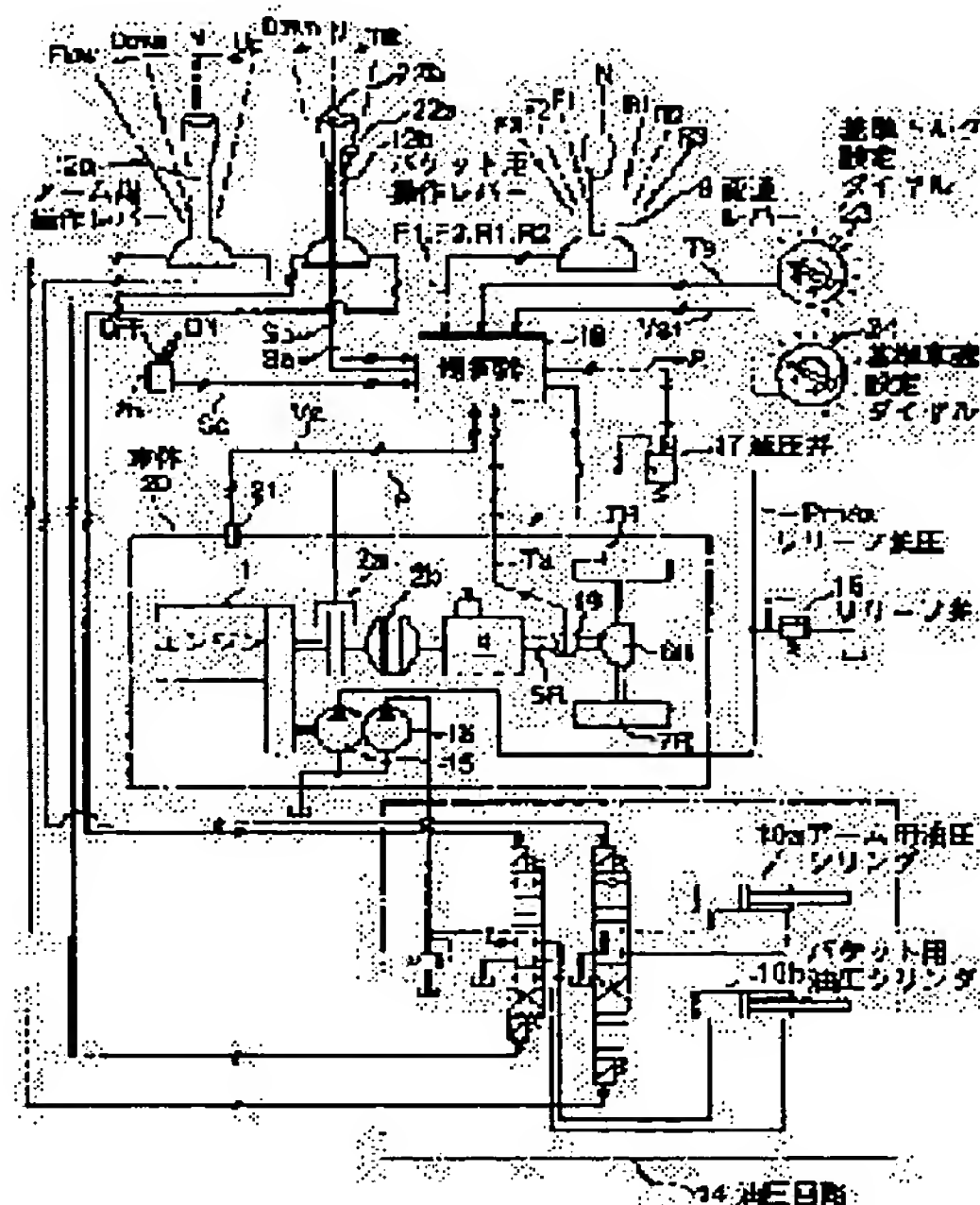
(54) VEHICLE WITH VARIABLE CAPACITY TYPE TORQUE CONVERTER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a vehicle with a variable capacity type torque converter having high degree of freedom in controlling, easy to maintain desired capacity, easy to carry out controlling operation, and easy to maintain maximum traction force and vehicle speed constant without discontinuing travelling or operation.

SOLUTION: This vehicle with a variable capacity Q type torque converter including a driving system equipped with a changeable capacity type torque converter, an operating system operable on the basis of the operation of an operation lever 12b, and an engine 1 giving power to the torque converter and the operation system, is provided with an automatic returning type thrust-in means 22a, 22b to the operation lever 12b and it includes a control means 18 signally connected to the thrust-in means 22a, 22b and increases the capacity Q of the torque converter correspondingly to either the number of thrust-in times 'n' or the thrust-in time 't'

when it receives a thrust-in signal Sa from one of the thrust-in means 22a, while it reduces the capacity Q of the torque converter correspondingly to either the number of thrust-in times 'n' or the thrust-in time 't' when it receives a thrust-in signal Sb from the other thrust-in means 22b.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

25.03.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-230334

(43)公開日 平成11年(1999) 8 月27日

(51)Int.Cl.⁶
F 1 6 H 61/48
B 6 0 K 41/22
F 1 6 D 25/14
F 1 6 H 61/56

識別記号

6 4 0

F I

F 1 6 H 61/48
B 6 0 K 41/22
F 1 6 D 25/14
F 1 6 H 61/56

6 4 0 K

審査請求 未請求 請求項の数 5 F D (全 14 頁)

(21)出願番号 特願平10-46234

(22)出願日 平成10年(1998) 2 月10日

(71)出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目 3 番 6 号

(72)発明者 伊藤 健太郎

埼玉県川越市南台 1 丁目 9 番地 株式会社
小松製作所建機第二開発センタ内

(72)発明者 秋元 孝雄

埼玉県川越市南台 1 丁目 9 番地 株式会社
小松製作所建機第二開発センタ内

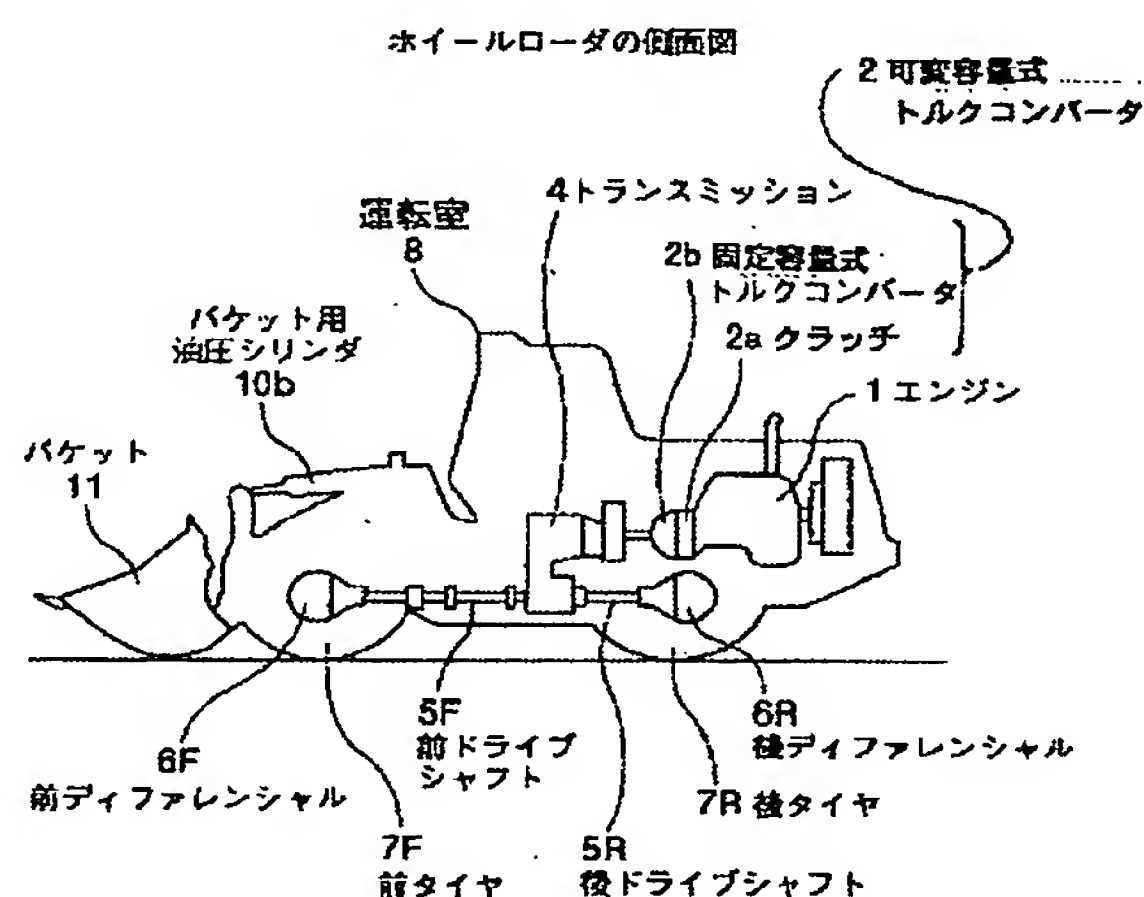
(74)代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54)【発明の名称】 可変容量式トルクコンバータ付き車両

(57)【要約】

【課題】 制御自由度が高く、所望容量を維持し易く、制御操作し易く、走行及び作業を中断させず、最大牽引力や车速を一定に維持し易く、安全な可変容量式トルクコンバータ付き車両を提供する。

【解決手段】 容量(Q) が変更自在なトルクコンバータ(3) を備えた走行系と、操作レバー(12b) の操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ(3) 及び作業系に動力を与えるエンジン(1) とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、操作レバー(12b) に自動復帰形押込み手段(22a, 22b) を設けると共に、押込み手段(22a, 22b) に信号的に接続され、一方の押込み手段(22a) から押込み信号(Sa)を受けたときその押込み回数(n) 及び押込み時間(t) のいずれかに応じてトルクコンバータ(3) の容量(Q) を増やし、他方の押込み手段(22b) から押込み信号(Sb)を受けたときその押込み回数(n) 及び押込み時間(t) のいずれかに応じてトルクコンバータ(3) の容量(Q) を減らす制御手段(18)を有する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 操作レバー12bに自動復帰形押込み手段22a、22bを設けると共に、(b) 押込み手段22a、22bに信号的に接続され、(b1) 一方の押込み手段22aから押込み信号Saを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを増やし、(b2) 他方の押込み手段22bから押込み信号Sbを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを減らす制御手段18を有することを特徴とする可変容量式トルクコンバータ付き車両。

【請求項2】 容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) トルクコンバータ2のタービン側での基準トルクTsを入力自在な基準トルク入力手段23と、(b) タービン側での実際トルクTaを検出する実際トルク検出手段19と、(c) 基準トルク入力手段23と実際トルク検出手段19とに信号的に接続され、基準トルク入力手段23からの基準トルクTsと実際トルク検出手段19からの実際トルクTaとを比較し、「 $Ta > Ts$ 」であるとき「 $Ta = Ts$ 」となるようにトルクコンバータ2の容量Qを制御する制御手段18とを有することを特徴とする可変容量式トルクコンバータ付き車両。

【請求項3】 容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 操作レバー12bに自動復帰形押込み手段22a、22bを設けると共に、(b) トルクコンバータ2のタービン側での基準トルクTsを入力自在な基準トルク入力手段23と、(c) タービン側での実際トルクTaを検出する実際トルク検出手段19と、(d) 押込み手段22a、22bと、基準トルク入力手段23と、実際トルク検出手段19とに信号的に接続され、(d1) 一方の押込み手段22aから押込み信号Saを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを増やし、(d2) 他方の押込み手段22bから押込み信号Sbを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを減らし、(d3) かつ、基準トルク入力手段23からの基準トルクTsを受けたとき、基準トルクTsを実際トルク検出手段19

からの実際トルクTaと比較し、(d31)「 $Ta < Ts$ 」であるとき容量Qを固定し、(d32)「 $Ta > Ts$ 」であるとき「 $Ta = Ts$ 」となるようにトルクコンバータ2の容量Qを制御する制御手段18とを有することを特徴とする可変容量式トルクコンバータ付き車両。

【請求項4】 容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 基準車速Vsを入力自在な基準車速入力手段24と、(b) 実際車速Vaを検出する実際車速検出手段21と、(c) 基準車速入力手段24と、実際車速検出手段21とに信号的に接続され、基準車速入力手段24からの基準車速Vsと実際車速検出手段21からの実際車速Vaとを比較し、「 $Va > Vs$ 」であるとき、牽引力FDがほぼ零($FD \approx 0$)となるようにトルクコンバータ2の容量Qを減らすか又はトルクコンバータ2の容量Qを零($Q=0$)にする制御手段18とを有することを特徴とする可変容量式トルクコンバータ付き車両。

【請求項5】 可変容量式トルクコンバータ2と、トルクコンバータ2からの回転トルクを変速レバー9からの変速信号に基づき変速自在なトランスミッション4と、トルクコンバータ2の容量Qを変更自在に制御する制御手段18とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 実際車速Vaを検出する実際車速検出手段21を有すると共に、(b) 制御手段18は、変速レバー9と、実際車速検出手段21とに信号的に接続される共にトランスミッション4の各速度段F1、F2、R1、R2の最大車速Vmaxを予め記憶し、変速レバー9からの現在変速段F1と前記記憶とから現在変速段F1の最大車速Vmaxを読み出し実際車速検出手段21からの実際車速Vaと比較し、「 $Va > Vmax$ 」であるとき、かつトルクコンバータ2の容量を制御しているとき、トルクコンバータ2の容量Qを最大にする制御手段18であることを特徴とする可変容量式トルクコンバータ付き車両。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、可変容量式トルクコンバータ付き車両に関する。

【0002】

【従来の技術】 トルクコンバータは知られる通り、ポンプ、タービン、ステータを有する。ポンプは動力源からの回転トルクによって回転し、これにより流体をタービンに流してタービンを回転させ、タービンに直結した出力軸を回転させる。ステータはポンプと同方向のみに回転自在なワンウェイクラッチを介して固定部材に設けられ、タービンからの流体をポンプに戻す。このようなステータによってトルクコンバータは、タービン、ポン

プ、ステータが流体から受けるトルク T_t 、 T_p 、 T_s において、「 $T_t = T_p + T_s$ 」なるトルク変換を行う。ポンプトルク T_p はトルクコンバータの異種間で互いに異なる係数 k 、ポンプ回転数 N_p の2乗、コンバータ外径等の代表寸法 D の5乗の積で与えられる($T_p = k N_p^2 D^5$)。但しこのままでは扱い難いため、「 $T_p = \tau_p (N_p / 1000)^2$ 」で普通表わす。つまり「 $k N_p^2 D^5 = \tau_p (N_p / 1000)^2$ 」となり、これはさらに「 $\tau_p = k \cdot 1000^2 \cdot D^5$ 」に変形でき、これを「 $T_p = k N_p^2 D^5$ 」に照合すると、 τ_p は「 $N_p = 1000 \text{ rpm}$ 」でのポンプトルク T_p となる。しかも τ_p は係数 k 及び代表寸法 D の包括値であるからトルクコンバータ毎に一定値となり、このため τ_p は異種トルクコンバータ間での容量 Q の大小判定等に用いられる。つまり τ_p は実用上扱い易く、このため特にプライマリトルク係数 τ_p と呼ぶのが普通である。ところで代表寸法 D はトルクコンバータ毎に一定値であるから「 $\tau_p \propto k$ 」とはなるものの、係数 k が速度比 e ($e = N_t / N_p$ 、 $0 \leq e \leq 1$ 、 N_t : タービン回転数)に応じて変化する性質がある。このためトルクコンバータの一般的性能曲線図である図7に示すように、トルク係数 τ_p は速度比 e に応じて変化する。尚、同図7に示すように、トルク比 λ ($= T_t / T_p$ 、 $\lambda > 0$ 、 T_t : タービントルク)もまた速度比 e に応じて変化する。

【0003】このようなトルクコンバータの中には、例えば固定容量式のトルクコンバータのポンプと動力源との間にクラッチを設け、また例えば固定容量式のトルクコンバータのポンプを複数設けその幾つかと動力源との間にクラッチをそれぞれ設け、またステータの翼角を変化させるアクチュエータを設け、これらクラッチやアクチュエータ等をON・OFF制御し(例えばクラッチ式ならば、ON : 所定の滑り率 β の半クラッチ状態、OFF : クラッチ直結状態)、多段階制御し又は無段階制御して容量 Q が変化する可変容量式トルクコンバータが知られる。このような可変容量式トルクコンバータ付き車両としては、例えばホイールローダ、ドーザショベル、モータグレーダ等の作業車両等が知られる(以下「例機」とする)。例機は動力源なるエンジンで駆動される走行系と作業系とを有し、走行及び作業のいずれか一方又は両方を作動自在とされる。尚、可変容量式トルクコンバータは走行系に設けられる。以下、例機におけるトルクコンバータの容量 Q のON・OFF制御、多段階制御、無段階制御を例示する。

【0004】(1) ON・OFF制御は次の通り。図8はエンジンと可変容量式トルクコンバータとのマッチング性能図であり、エンジン回転数 N_e を横軸としたエンジン出力カーブ H_p 、エンジントルクカーブ T_e 及び代表的かつ例示的3本のトルクコンバータのポンプトルクカーブ T_p と、走行系用トルク T_{eD} 及び作業系用トルク T_{eH} とを示す。尚、同図(a)はOFF時($N_p = N_e$

: クラッチ直結時)、同図(b)はON時($N_p < N_e$: 半クラッチ時、滑り率 $\beta (= 1 - N_p / N_e)$)を示す。各ポンプトルクカーブ T_p は次の手順で得られる。同図(a)を参照し説明する。先ず前記図7から所望の速度比 e (例えば、 $e = 0.9 \sim 0.99$ (軽負荷時))のトルク係数 τ_p を読み取り、これを前記「 $T_p = \tau_p (N_p / 1000)^2$ 」に代入し、次いでポンプ回転数 $N_p (= N_e)$ を順次代入する。以上から得た二次曲線が速度比 e ($= 0.9 \sim 0.99$)でのポンプトルクカーブ T_p である。以上を他の速度比 e (同図(a)では、 $e = 0.5 \sim 0.8$ (大負荷時)、 $e = 0$ (過負荷時、いわゆるストール時))でも行い、それぞれのポンプトルクカーブ T_p を得る。一方、同図(b)のポンプトルクカーブ T_p 群は、トルク係数 τ_p 自体には何ら変化しないものの、ポンプ回転数 N_p が「 $N_p = (1 - \beta) N_e$ 」であるため、そして同図(b)の横軸がエンジン回転数 N_e であるため、速度比 e が零側に近いポンプトルクカーブ T_p ほど、同図(a)のものより大きく下方修正され、実質的に小容量のトルクコンバータに変化する。即ち同図(a)は大容量時、同図(b)は小容量時のトルクコンバータとなる。ON・OFF制御の具体的作用効果を次(i)～(v)に例示する。尚、アクセルペダルやスロットルレバー等のエンジン燃料噴射量増減手段は最大踏込角や最大傾倒角とし、またこれを維持しているものとする。尚、図8のエンジン性能は全体的にオールスピードガバナに基づいているが、下記説明は、同じく例機に用いられることのあるマキシマム・ミニマムスピードガバナ等に基づくエンジン性能に対しても同様である。

【0005】(i) 作業系を用いることなく、例機を例えばブルドーザでの押土作業や除雪時の押雪作業のように、走行系だけ駆動するときは($T_{eH} = 0$ 、 $T_{eD} = T_e$)、OFF(図8(a))にする。この場合、「 $T_{eH} = 0$ 」であるため、トルクコンバータは軽負荷ならば点a1で、大負荷になると点a2で、さらに過負荷になると点a3でマッチングし、それぞれのポンプトルク T_p を吸収する。即ちこの場合、トルクコンバータは、同図(a)に示すように、主にエンジン高回転数域 N_{e1} で、つまりエンジン高出力域(定格出力域)かつエンジン高トルク域でマッチングする。そしてトルクコンバータは、各マッチング点a1～a3でのポンプトルク T_p に対し、それぞれの速度比 e でのトルク比 λ (前記図7参照)を乗じたタービントルク $T_t (= \lambda T_p)$ を出力する。

【0006】(ii) ところが上記OFF時さらに作業系を駆動させると($T_{eH} + T_{eD} = T_e$)、作業系用トルク T_{eH} によってトルクコンバータは軽負荷ならば点b1で、大負荷になると点b2で、さらに過負荷になると点b3でマッチングし、それぞれのポンプトルク T_p を吸収してしまう。即ちこのとき、トルクコンバータは、同

10

20

30

40

50

図(a)に示すように、主にエンジン中回転数域 Ne_2 で、つまりエンジントルク Te は若干高くなるもののエンジン中出力域でマッチングしてしまう。また負荷変動($e=0\sim 1$)によってエンジン回転数 Ne が大きく変化してしまう。

【0007】(iii)そこでON(図8(b))に切り換えトルクコンバータを小容量にする。この場合、トルクコンバータは軽負荷ならば点c1で、大負荷になると点c2で、さらに過負荷になると点c3でマッチングし、それぞれのポンプトルク Tp を吸収する。即ちこの場合、トルクコンバータは、同図(b)に示すように、エンジン高回転数域 Ne_1 で、つまりエンジン高出力域(定格出力域)でマッチングする。

【0008】(iv)ところが上記ON時に再び作業系を停止させると($TeH=0$ 、 $TeD=Te$)、トルクコンバータは軽負荷ならば点d1で、大負荷になると点d2で、さらに過負荷になると点d3でマッチングし、それぞれのポンプトルク Tp を吸収してしまい、エンジン高トルクを吸収できない。つまりエンジン高出力も吸収できない。従ってこのときはOFFに切換え、上記(i)に戻す。

【0009】(v)また上記(i)～(iv)の制御例のほか、例機では走行及び掘削の複合動作時にON・OFF制御を連続操作し、これにより走行系用トルク TeD (即ち最大牽引力)を急変させて被掘削物に衝撃力を与えて掘削効率を高める、いわゆるインチング操作が知られる。

【0010】(2)無段階制御は次の通り。上記(1)のON・OFF制御は、直結クラッチとするか(OFF)又は所定の滑り率 β の半クラッチとするか(ON)の2段階制御であり制御自由度が無い。そこで特開平5-502834号公報には、図9に示すように一次関数 P_1 に基づく無段階制御が記載されている。具体的には、ホイールローダのブレーキペダルの踏込量 θ の前半をトルクコンバータの容量変更用とし、制御器が踏込量 θ とクラッチ圧 P の一次関数 $P_1(=-f(\theta))$ を予め記憶し、オペレータによるブレーキペダルの踏込量 θ を受けて一次関数 P_1 に基づきクラッチ圧 P を無段階に発生させる。

【0011】(3)多段階制御は次の通り。上記(2)の無段階制御の自由度をさらに高めたものに特開平9-196142号公報の技術である。これは、上記図9に併記するように、複数の一次関数 $P_i(P_1\sim P_3)$ に基づく多段階制御かつ無段階制御である。具体的には、各一次関数 P_i は互いに最大クラッチ圧 $P_{1max}\sim P_{3max}$ とその傾きとが異なる。そしてホイールローダの計器盤等に、オペレータが各一次関数 P_i のいずれかの使用を選択入力する2つのダイヤル及び切換えスイッチを設け、制御器がオペレータによるダイヤル及び切換えスイッチからの選択を受け(多段階制御である)、次いでオ

ペレータによるブレーキペダルの踏込量 θ を受けて先に選択入力された一次関数 P_i に基づきクラッチ圧 P を無段階に発生させる。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】ところが上記従来技術には次のような問題がある。

(1)ON・OFF制御は上記の通り2段階制御であり制御自由度が無い。

【0013】(2)特開平5-502834号及び特開平9-196142号公報の技術はブレーキペダル制御である。この場合、トルクコンバータの容量制御は元より、保安要素であるブレーキ制御までもが困難となる。またブレーキペダルの踏み込みを止めると、トルクコンバータが最大容量となる。つまりある容量 Q を得体ときはペダルを踏み込まねばならず、さらにある一定の容量 Q を維持するときはペダルの踏込量 θ を一定に維持する必要があり、オペレータへの負担が大きい。

【0014】(3)特開平9-196142号公報には、その技術が如何なる事態を想定し、その事態において如何なる効果を生ずるかの記載が全くなく、また想起することも難しい。そこでこの技術での一次関数 P_i の選択操作を頻繁に行うなうものと仮定すると、この場合、選択には計器盤等に設けた2つのダイヤル及び切換えスイッチを操作する必要がある。このためオペレータは作業機レバーやステアリングホイール等から手を放さなければならず、選択操作の間、走行や作業が中断し、生産性が悪い。

【0015】(4)特開平5-502834号及び特開平9-196142号公報の技術はトルクコンバータの可変容量機能と例機とが有機的に結合していない。これを図10、図11を参照し説明する。図10は前進1速時の最大牽引力曲線である。同図10において、特開平5-502834号公報の技術はトルクコンバータの容量 Q を変化させたとき、最大牽引力 FD が矢視Xのように変化するものの($FD_1\sim FD_3$)、その単位当たりの変化量がブレーキペダルの踏込量 θ の一次関数として生じるだけである。一方、特開平9-196142号公報の技術は、上記特開平5-502834号公報の一次関数を互いに異なる値で複数選択自在に有するだけである。ところが最大牽引力 FD は、同図10に示すように、トルクコンバータの容量 Q に係わらず車速 V によって勝手にしかも大きく変化する。言い換えれば、車速 V は最大牽引力 FD によって勝手にしかも大きく変化する。従って次のような問題が生ずる。

【0016】第1に最大牽引力 FD が定まらない。ホイールローダやドーザショベルでは被掘削物に対する走行及び掘削(チルト)の複合動作が多い。このとき図11に示すように、走行に基づく牽引力ベクトル F_{Db} と、バケットやアーム作動に基づく掻き上げ力ベクトル F_{Hb} との合ベクトル F_{DH} が被掘削物での掘削容易方向に指向す

ることが望ましい。ところが上記従来技術によれば、トルクコンバータの容量制御により図 10 に示すように最大牽引力 F_D は変化するものの ($F_{D1} \sim F_{D3}$)、それぞれの最大牽引力 F_D は、上記の通り、車速 V に応じて勝手にしかも大きく変化する。勿論、この複合動作時における車速 V の変化範囲は小さいものの、それでも最大牽引力 F_D は車速 V によって変化する。しかも上記 (2) で述べた通り、ペダルの踏込量 θ を一定量だけ維持することはオペレータの負担である。つまり牽引力ベクトル F_{Db} の大きさが定まり難く、従って合ベクトル F_{DH} の大きさ及び方向も定まり難く、従って掘削容易方向に指向し難く、掘削効率が悪い。またペダル操作であるからペダルを踏み戻し易く、これによって被掘削物にとって必要以上の牽引力ベクトル F_{Db} を与えてしまうと、タイヤや履帯等がスリップする等の不都合も生ずる。

【0017】第 2 に車速 V が定まらない。ホイールローダやドーザショベルではまた、ダンプトラックやホッパ等に対する走行及び積込み・積降し (ダンプ) の複合動作も多い。このときダンプトラックやホッパ等への接近に際しこれらとの衝突を避ける必要がある。ところが上記従来技術によれば、トルクコンバータの容量制御により図 10 に示すように最大車速 V_{max} は変化するものの ($V_{1max} \sim V_{3max}$)、それぞれの車速 V は、上記の通り、最大牽引力 F_D に応じて勝手にしかも大きく変化する。従ってダンプトラックやホッパ等との衝突回避には通常、アクセルペダルを踏み戻して車速 V を落とす。ところがアクセルペダルを踏み戻すと、エンジン回転数 N_e が低下し、トルクコンバータとエンジンとのマッチング点が低中エンジン出力 H_p 域や高燃料消費率域となる。しかもアクセルペダルを再度踏み込んだとき、ポン

プトルクカーブ T_p によってはエンジン回転数 N_e の上昇加速性を良くするために、大出力のエンジンを搭載しなければならない等の問題もある。

【0018】即ち上記従来技術によれば、合ベクトル F_{DH} を掘削容易方向に指向させるためには、また最適車速 V と最大牽引力 F_D とを上手く有機的に関係させて引き出すためには、アクセルペダルとブレーキペダルとの両方を上手く操作できるオペレータの熟練度が要求される。つまり一言に言って上記の通り、上記従来技術はトルクコンバータの可変容量機能と例機とが有機的に結合

していない。

【0019】本発明は、上記従来技術の問題点のいくつかを解決でき、また安全性を考慮した可変容量式トルクコンバータ付き車両を提供することを目的とする。

【0020】

【課題を解決するための手段及び効果】上記目的を達成するため、本発明に係る可変容量式トルクコンバータ付き車両の第 1 は、容量 Q が変更自在なトルクコンバータ 2 を備えた走行系と、操作レバー 12 b の操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ 2 及び作業系に

動力を与えるエンジン 1 とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 操作レバー 12 b に自動復帰形押込み手段 22 a、22 b を設けると共に、(b) 押込み手段 22 a、22 b に信号的に接続され、(b1) 一方の押込み手段 22 a から押込み信号 S_a を受けたときその押込み回数 n 及び押込み時間 t のいずれかに応じてトルクコンバータ 2 の容量 Q を増やし、(b2) 他方の押込み手段 22 b から押込み信号 S_b を受けたときその押込み回数 n 及び押込み時間 t のいずれかに応じてトルクコンバータ 2 の容量 Q を減らす制御手段 18 を有することを特徴とする。

【0021】上記第 1 構成によれば、次のような作用効果を奏する。

(1) 作業系を操作するための操作レバー 12 b はオペレータが最も扱い易い箇所に配置され、しかも作業時は常時把持されている。このような操作レバー 12 b にトルクコンバータ 2 の容量 Q を変更させる押込み手段 22 a、22 b を設けてある。しかも押込み手段 22 a、22 b は自動復帰形である。このため操作レバー 12 b から手を放すことなく、従って走行や作業の操作を妨げることなく、トルクコンバータ 2 の容量 Q を素早く、正確に、かつ簡単に制御できる。つまり従来技術と異なり操作の都度、ブレーキペダルと併用してブレーキ制御までも困難にすることがなく、勿論、作業が中断することもない。まら操作に熟練を要さない。

(2) 押込み手段 22 a、22 b を押し分けることにより、トルクコンバータ 2 の所望の容量 Q が得られる。そして押込みを止めると、前記所望の容量 Q は維持される。つまり従来技術と異なり変更後の容量 Q を簡単に維持できる。

(3) 制御手段 18 は押込み手段 22 a、22 b からの押込み信号 S_a 、 S_b を受けると、それぞれの押込み回数 n 及び押込み時間 t のいずれかに応じてトルクコンバータ 2 の容量 Q を増減させる。押込み回数 n に応じてトルクコンバータ 2 の容量 Q を増減させたときは多段階制御となり、一方、押込み時間 t に応じてトルクコンバータ 2 の容量 Q を増減させたときは多段階制御及び無段階制御のいずれか一方又は両方混在制御となり、いずれにせよ制御自由度が高い。従って必要最小限の最大牽引力 F_D をきめ細かく簡単に確保できる。例えば予め不要とされる牽引力の一部を車速に変換させることなく、作業力に変換できる。またエンジン 1 に対するトルクコンバータ 2 の最適マッチングもきめ細かく行え、エンジン 1 やトルクコンバータ 2 の最適化や小形化を実現できる。

(4) 即ちトルクコンバータ 2 の容量制御を機敏に、かつきめ細かく行えるため、車速 V が多少変化しても、最大牽引力 F_D を略一定とすることが容易となる。例えば走行及び掘削 (チルト) の複合動作時に牽引力ベクトル F_{Db} を略一定化できる。従ってバケットやアームの作動による掻き上げ力ベクトル F_{Hb} との合ベクトル F_{DH} を被

掘削物での掘削容易方向に指向させ易い。つまり不用意なトルクコンバータ2の容量制御がなくなり、タイヤや履帯のスリップ等の不都合も解消する。言い換えれば、車速Vも略一定制御できる。このため例えば走行及び積込み・積降し（ダンプ）の複合動作時におけるダンプトラックやホッパ等への接近時、アクセルペダルを踏み戻すことなく、これらとの衝突を回避できる。またアクセルペダルを踏み戻す必要が無いため、トルクコンバータとエンジンとのマッチング点を低下させることなく、最大牽引力FDを安定化できる。そしてアクセルペダルの踏み戻しが無くなるため、エンジン回転数Neの上昇加速性に対する問題も解消できる。つまり第1構成はトルクコンバータの可変容量機能と例機とを有機的に結合したものとなる。

【0022】第2に、容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) トルクコンバータ2のタービン側での基準トルクTsを入力自在な基準トルク入力手段23と、(b) タービン側での実際トルクTaを検出する実際トルク検出手段19と、(c) 基準トルク入力手段23と実際トルク検出手段19とに信号的に接続され、基準トルク入力手段23からの基準トルクTsと実際トルク検出手段19からの実際トルクTaとを比較し、「 $T_a > T_s$ 」であるとき「 $T_a = T_s$ 」となるようにトルクコンバータ2の容量Qを制御する制御手段18とを有することを特徴とする。

【0023】上記第2構成によれば、次のような作用効果を奏する。上記第1構成によれば、上記の通り、押込み手段22a、22bを機敏にかつきめ細かくに操作でき、この結果としてアクセルペダルを踏み戻すことなく車速Vや最大牽引力FDを略安定化できる。ところが第2構成によれば、オペレータが基準トルク入力手段23から基準トルクTsを予め入力しておけば、制御手段18が自動的に実際トルク検出手段19からの実際トルクTaと基準トルクTsとを比較し、「 $T_a > T_s$ 」であるとき「 $T_a = T_s$ 」となるようにトルクコンバータ2を容量制御する。このため車速Vは多少変化するとしても、走行及び掘削（チルト）の複合動作時における牽引力ベクトルFDbを完全に一定化でき、その分、合ベクトルFDHを被掘削物での掘削容易方向に容易に指向させることができ生産性が高まる。尚、バケットやアームの作動による揺き上げ力ベクトルFhbの方向は操作レバー12bの操作によって自在に得られる。言い換えれば、操作レバー12bの操作だけによって被掘削物毎に異なる合ベクトルFDHの最適方向を獲得でき、このため生産性が向上する。

【0024】第3に、容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基

づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 操作レバー12bに自動復帰形押込み手段22a、22bを設けると共に、(b) トルクコンバータ2のタービン側での基準トルクTsを入力自在な基準トルク入力手段23と、(c) タービン側での実際トルクTaを検出する実際トルク検出手段19と、(d) 押込み手段22a、22bと、基準トルク入力手段23と、実際トルク検出手段19とに信号的に接続され、(d1) 一方の押込み手段22aから押込み信号Saを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを増やし、(d2) 他方の押込み手段22bから押込み信号Sbを受けたときその押込み回数n及び押込み時間tのいずれかに応じてトルクコンバータ2の容量Qを減らし、(d3) かつ、基準トルク入力手段23からの基準トルクTsを受けたとき、基準トルクTsを実際トルク検出手段19からの実際トルクTaと比較し、(d31) 「 $T_a < T_s$ 」であるとき容量Qを固定し、(d32) 「 $T_a > T_s$ 」であるとき「 $T_a = T_s$ 」となるようにトルクコンバータ2の容量Qを制御する制御手段18とを有することを特徴とする。

【0025】上記第3構成によれば、次のような作用効果を奏する。第3構成は、上記第1構成での押込み手段22a、22bと、上記第2構成での基準トルク入力手段23及び実際トルク検出手段19を有している。従って、

- (1) 基準トルク入力手段23不使用時は上記第1構成の作用効果を生ずる。
- (2) 押込み手段22a、22b不使用時は上記第2構成の作用効果を生ずる。
- (3) 基準トルク入力手段23及び押込み手段22a、22b使用時は、「 $T_a < T_s$ 」であるとき容量Qが固定され、一方、「 $T_a > T_s$ 」であるとき「 $T_a = T_s$ 」となるように容量Qが制御される。詳しくは次の通り。仮に押込み手段22a、22bによってトルクコンバータ2の容量Qを固定すると、この容量Qに基づく実際トルクTaは、車速Vに基づき変化する。ところが第3構成では基準トルクTsを入力する。この場合、実際トルクTaと基準トルクTsとの大小関係は、車速Vが増すに従って「 $T_a > T_s$ 」から「 $T_a = T_s$ 」を経て「 $T_a < T_s$ 」となる第1パターンと、車速Vに係わらず当初から最後まで「 $T_a < T_s$ 」である第2パターンとが有る。そこで制御手段18は、第1パターンでの「 $T_a > T_s$ 」時は押込み手段22a、22bからの信号Sa（又はSb）を無視して「 $T_a = T_s$ 」となるようにトルクコンバータ2の容量Qを変更する。一方、第1、第2パターンでの「 $T_a < T_s$ 」のときはトルクコンバータ2の容量Qをそのまま（即ち押込み手段22a、22bからの信号Sa（又はSb）に基づくトルク

コンバータ2の容量Qのまま)固定する。つまり基準トルク T_s は実際トルク T_a の上限値となる。従って異なる作業種毎に最適の基準トルク T_s を予め設定することにより、押込み手段22a、22bに対する余分な操作を排除でき、また被掘削物にとって必要な牽引力ベクトル F_{Db} を基準トルク T_s で与えることができるため、タイヤや履帯等のスリップ等も解消できる。つまりオペレータの操作負担が軽減され、生産性も向上する。尚、基準トルク入力手段23を押込み手段22a、22bと同じく操作レバー12bに配置すれば、その取扱いに何ら問題はない。仮に基準トルク入力手段23を従来技術のように計器盤上に配置したとしても、基準トルク入力手段23に対する操作は、異なる作業毎で良いから、走行や作業が中断することもない。

【0026】第4に、容量Qが変更自在なトルクコンバータ2を備えた走行系と、操作レバー12bの操作に基づき操作自在な作業系と、トルクコンバータ2及び作業系に動力を与えるエンジン1とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 基準車速 V_s を入力自在な基準車速入力手段24と、(b) 実際車速 V_a を検出する実際車速検出手段21と、(c) 基準車速入力手段24と、実際車速検出手段21とに信号的に接続され、基準車速入力手段24からの基準車速 V_s と実際車速検出手段21からの実際車速 V_a とを比較し、「 $V_a > V_s$ 」であるとき、牽引力 F_D がほぼ零($F_D \approx 0$)となるようにトルクコンバータ2の容量Qを減らすか又はトルクコンバータ2の容量Qを零($Q=0$)にする制御手段18とを有することを特徴とする。

【0027】上記第4構成によれば、次のような作用効果を奏する。上記第1構成によれば、上記の通り、押込み手段22a、22bを機敏にかつきめ細かくに操作でき、この結果としてアクセルペダルを踏み戻すことなく車速Vや最大牽引力 F_D を略安定化できる。ところが第4構成によれば、オペレータが基準車速入力手段24から基準車速 V_s を予め入力しておけば、制御手段18が自動的に実際車速検出手段21からの実際車速 V_a と基準車速 V_s とを比較し、「 $V_a > V_s$ 」であるとき牽引力 F_D がほぼ零($F_D \approx 0$)となるようにトルクコンバータ2の容量Qを減らすか又はトルクコンバータ2の容量Qを零($Q=0$)にする。即ち「 $V_a > V_s$ 」時にトルクコンバータ2が容量制御されるので、このときの牽引力 F_D が略無くなる。詳しくは次の通り。「 $V_a > V_s$ 」であるときに牽引力 F_D がほぼ零($F_D \approx 0$)となるようにトルクコンバータ2の容量Qを減らすから「 $V_a > V_s$ 」となり難い。即ち走行抵抗が大きくなると

「 $V_a = V_s$ 」の車速一定制御になり、走行抵抗が小さくなると「 $V_a > V_s$ 」となるものの牽引力 F_D はほぼ零($F_D \approx 0$)のままである。一方、「 $V_a > V_s$ 」であるときにトルクコンバータ2の容量Qを零($Q=0$)にすると、「 $V_a = V_s$ 」の車速一定制御となる。い

れにせよ「 $V_a > V_s$ 」になると、そのときの牽引力 F_D の総てを作業系用トルク T_{eH} に転用できる。また仮に「 $V_a \leq V_s$ 」時にトルクコンバータ2を容量制御しないとすれば、この間の最大牽引力 F_D は牽引力ベクトル F_{Db} として発生しているか、又は車速Vを直ちに高めて「 $V_a = V_s$ 」にする力となる。例えば走行及び積込み・積降し(ダンプ)の複合動作時のダンプトラックやホッパ等への接近時では、後者「 $V_a = V_s$ 」となるから、ダンプトラックやホッパと衝突することなく、かつアクセルペダルを踏み戻して車速Vを落とすことなく「 $V_a = V_s$ 」で接近できる。しかも「 $V_a = V_s$ 」時の牽引力 F_D は総て作業系用トルク T_{eH} に転化され、極めて経済的である。

【0028】第5に、可変容量式トルクコンバータ2と、トルクコンバータ2からの回転トルクを変速レバー9からの変速信号に基づき変速自在なトランスミッション4と、トルクコンバータ2の容量Qを変更自在に制御する制御手段18とを有する可変容量式トルクコンバータ付き車両において、(a) 実際車速 V_a を検出する実際車速検出手段21とを有すると共に、(b) 制御手段18は、変速レバー9と、実際車速検出手段21とに信号的に接続される共にトランスミッション4の各速度段F1、F2、R1、R2の最大車速 V_{imax} を予め記憶し、変速レバー9からの現在変速段F1と前記憶とから現在変速段F1の最大車速 V_{imax} を読み出し実際車速検出手段21からの実際車速 V_a と比較し、「 $V_a > V_{imax}$ 」であるとき、かつトルクコンバータ2の容量を制御しているとき、トルクコンバータ2の容量Qを最大にする制御手段18であることを特徴とする。

【0029】上記第5構成によれば、次のような作用効果を奏する。尚、第5構成での車両は、上記第1～第4構成と異なり作業車両に限定されない。即ち可変容量式トルクコンバータ付き車両において、トルクコンバータ2の容量制御中に例えば長距離降坂すると、トルクコンバータ2が小容量となっているから車速Vが簡単に当該変速度段での最大車速 V_{imax} を上回り($V > V_{imax}$ 、オーバラン)運行上危険である。この場合、エンジンブレーキをブレーキやリターダ等と併用することが望ましい。勿論、トルクコンバータ付き車両でのエンジンブレーキの効きは小さいが、それでもブレーキ機能は保安機能であるから少しでもエンジンブレーキを効かすことが望ましい。第5構成はこれを達成したものである。即ち「 $V_a > V_{imax}$ 」であるとき、かつトルクコンバータ2の容量を制御しているとき、トルクコンバータ2の容量Qを最大にすることにより、小さいながらもエンジンブレーキを作用させることができる。加えて第5構成は「 $V < V_{imax}$ 」に復帰後にエンジン1の出力に基づく車速制御を行う際、このとき既にトルクコンバータ2の容量Qが最大となっているため、直ちに車速制御を行える(いわゆる応答性が良くなる)。尚、復帰時の基準は前

記「 $V < V_{imax}$ 」とせず、「 $V < V_{imax} - \alpha$ 」とし、ハンチングの発生を防止するのが望ましい。

【0030】

【発明の実施の形態及び実施例】以下、本発明に最適な実施例を図1～図6を参照し説明する。尚、上記「従来技術」の欄で既説の要素には同一符号を付し重複説明は省略する。

【0031】例機は図1のホイールローダであり、図2にも示す通り、エンジン1、クラッチ2a、固定容量式のトルクコンバータ2b、トランスミッション4、前後ドライブシャフト5F、5R、前後ディファレンシャル6F、6R及び前後タイヤ7F、7Rの順の駆動列と、運転室8に設けた変速レバー9（図2参照）とを有し、エンジン1からの走行系用トルク T_{ed} を受けて駆動される走行系を有する。また例機は前部にアーム用油圧シリンダ10a（図2参照）によって起伏自在とされたアームの先端にバケット用油圧シリンダ10bによって回転自在とされたバケット11を備えた作業機と、運転室8に設けたアーム用操作レバー12a（図2参照）及びバケット用操作レバー12b（図2参照）と、作業系用トルク T_{eh} を受けて駆動される油圧ポンプ13（図2参照）の吐出油を各操作レバー12a、12bの操作量に基づき両シリンダ10a、10bに供給し、これらを伸縮させて作業機を作動させる油圧回路14（図2参照）とを備えた作業系を有する。また例機はその始動や停止を司るメインスイッチ25を有する。

【0032】尚、アーム用操作レバー12aはUp（上げ）、N（中立）、Down（下げ）、Flow（浮き）の4位置を、バケット用操作レバー12bはTilt（チルト、掘削）、N（中立）、Dump（ダンプ、積込み・積降し）の4位置を、変速レバー9及びトランスミッション4はF1～F3（前進1速～3速）、N（中立）、R1～R3（後進1速～3速）の7位置を切換え自在に有する。尚、図3の最大牽引力曲線に示す通り、F1及びR1、F2及びR2、F3及びR3はそれぞれ同減速比であり、7 Km/h (V_{1max})、12 Km/h (V_{2max})、32 Km/h (V_{3max})の最大車速 V_{imax} を有する。

【0033】そして例機はさらに同図2に詳記するように、トルクコンバータ2bに対する容量制御系を有する。尚、トルクコンバータ2bは固定容量式であり、それ自体の容量は変化しないのであるが、詳細は後述するクラッチ2aと対で用いられ、実質的に可変容量式のトルクコンバータを構成する。従って以下「トルクコンバータ2」と符号2を附したときは可変容量式のトルクコンバータとする。

【0034】クラッチ2aはエンジン1の駆動力をトルクコンバータ2bのポンプ（図示せず）に伝達する伝達軸上に設けてあり、油圧ポンプ15からクラッチ圧Pの高低によって直結状態又は半クラッチ状態に切り換えられ、また半クラッチ状態ではその滑り率 β を変更自在と

される。油圧ポンプ15の吐出側最大圧 P_{max} （リリース圧 P_{max} ）はリリース弁16で規定される。クラッチ圧Pはリリース弁16の上流側に設けた可変式減圧弁17の二次側油圧であり、変更自在に規定される。可変式減圧弁17はバネを有し、バネの付勢力に基づくクラッチ圧Pを発生するとき、クラッチ2aは直結状態となる。（つまりトルクコンバータ2は最大容量 Q_{max} となる）。ところが可変式減圧弁17は比例式電磁弁であり、マイコン等を含んで構成された制御器18からの電流Aを受けたとき、電流Aが強いほどバネの付勢力を弱め、これによりクラッチ圧Pを低下させる。即ち電流Aが強いほどクラッチ2aの滑り率 β （半クラッチ状態の水準）が増し、これに伴い順次、小容量QSのトルクコンバータ2となる。尚、電流Aが強いほどバネの付勢力を強め、これによりクラッチ圧Pを昇圧させてもよい（尚、この場合、以降の説明では読み替えを要する）。

【0035】尚、後ドライブシャフト5Rには実際トルク検出器19が設けてあり、後ドライブシャフト5Rに生ずる実際トルク T_a を検出し、制御器18に入力する。

【0036】また車体20には実際車速検出器21が設けてあり、例機の実際車速 V_a を検出し、制御器18に入力する。

【0037】制御器18は、上記したように、可変式減圧弁17に電流Aを出力すると共に実際トルク検出器19から実際トルク T_a を、実際車速検出器21から実際車速 V_a を受ける。そしてさらに変速レバー9から変速段信号F1、F2、R1、R2を、増減ボタン22a、22bから押込み信号 S_a 、 S_b を、基準トルク入力ダイヤル23から基準トルク T_s を、基準車速入力ダイヤル24から基準車速 V_s を受け入れ自在とされる。尚、増減ボタン22a、22bはバケット用操作レバー12bに設けられ、両ダイヤル23、24は運転室8の運転席近傍の計器盤上に設けてある。

【0038】変速段信号F1、F2、R1、R2は次の通り。変速レバー9は、上記の通り7位置N、F1～F3、R1～R3を有する。尚、図示しないが、制御器18は変速レバー9から7位置信号を受けてトランスミッション4に変速指令を与えてこれを変速させる。そして制御器18は、7位置信号の内、変速段信号F1、F2、R1、R2についてエンジン1の駆動力に基づく変速度段i毎の最大車速 V_{imax} を予め記憶し、詳細を後述する処理を行う。尚、変速レバー9がリンク機構等によってトランスミッション4に機械的に連結されて変速を達成するような構造では、制御器18は変速段信号F1、F2、R1、R2のみを受ける。

【0039】押込み信号 S_a 、 S_b は次の通り。増減ボタン22a、22bは機械的には自動復帰形スイッチであるが、機能的には制御器18と協同して自己保持形とされる。詳しくは次の通り。増ボタン22aはバケット

用操作レバー12bのノブの側面に突出して設けられ、オペレータの中指の腹面によって押込まれ、この押込み間に押込み信号S_aを制御器18に入力する。オペレータが中指を弛め、又は増ボタン22aから中指を放して押込みを止めると、増ボタン22aは元の突出状態に自動復帰し、押込み信号S_aを零にする(S_a=0)。一方、減ボタン22bはノブの頂面に設けられ、親指の腹面によって押込まれ、この押込み間に押込み信号S_bを制御器18に入力する。オペレータが親指を弛め、又は減ボタン22bから親指を放して押込みを止めると、減ボタン22bは元の突出状態に自動復帰し、押込み信号S_bを零にする(S_b=0)。尚、増減ボタン22a、22bの設置箇所は逆であっても構わないし、共にノブの頂面の左右に設けても構わない。要するにオペレータがバケット用操作レバー12bから手を放さず、素早く操作できる位置ならば何処でも構わない。

【0040】基準トルクT_s及び基準車速V_sは次の通り。基準トルク入力ダイヤル23と基準車速入力ダイヤル24とには、目盛りが表示され、オペレータが希望する基準トルクT_sや基準車速V_sをデジタル的(段階的)に又はアナログ的(線形的に)に入力自在としてある。基準トルクT_sや基準車速V_sは制御器18に入力し記憶される。

【0041】以下、制御器18によるトルクコンバータ2の容量制御を図4～図6を参照し説明する。

【0042】(a) 先ず、増減ボタン22a、22bによるトルクコンバータ2の容量制御を説明する。尚、説明を容易にするため、両ダイヤル23、24は使用せず、また可変式減圧弁17への当初の電流Aは零とする(A=0、即ち「P=P」であり、トルクコンバータ2は最大容量Q_{max})。即ち制御器18は、増減ボタン22a、22bから押込み信号S_a、S_bを受けた時点から無くなる時点までの継続時間t(即ちオペレータが増減ボタン22a、22bを押し込んだ時点から指を弛めるか又は放した時点までの押込み時間t)を監視し、この押込み時間tを予め記憶した第1基準時間t₁(本実施例では0.15sec)及び第2基準時間t₂(本実施例では0.1sec)と比較する。

【0043】(a1) オペレータが減ボタン22bを押込むと(n=1)、制御器18は予め記憶した電流nΔAを可変式減圧弁17に入力する(A=ΔA)。そしてオペレータが第1基準時間t₁未満の間に減ボタン22bを戻すと(t<0.15sec)、押込み時間t及びその後も制御器18は電流ΔAを可変式減圧弁17に与え続ける(A=ΔA)。これによりクラッチ圧Pは電流ΔAに対応した小油圧ΔPだけ減少し(P-ΔP)、トルクコンバータ2を小容量Q_{S1}化する。つまり減ボタン22bは機能的には、上記の通り、制御器18と協同して自己保持形とされる。

【0044】(a2) 上記(a1)に引き続き、オペレ

ータが減ボタン22bを再度押込むと(n=2)、制御器18は電流ΔAを可変式減圧弁17にさらに入力する(A=2ΔA)。そしてオペレータが再度第1基準時間t₁未満の間に減ボタン22bを元に戻すと(t<0.15sec)、その継続時間t及びその後も制御器18は電流2ΔAを可変式減圧弁17に与え続ける(A=2ΔA)。これによりクラッチ圧Pは小油圧ΔPだけさらに減少し(P-2ΔP)、トルクコンバータ2をさらに小容量Q_{S2}化する。

10 【0045】このように押込み時間tが第1基準時間t₁よりも短いとき(t<t₁)、制御器18は、押込み回数nに電流ΔAを乗じた電流A(=nΔA)を可変式減圧弁17に入力し、容量Qを順次小容量Q_{Sn}化する。本実施例では「n=12」を最大とし(「A≤17ΔA」)、「n>13」は空押しとする。尚、「A=11ΔA」は最大牽引力F_Dがほぼ零となる小容量Q_{S11}(F_D≒0)、「A=12ΔA」は容量Qを零とする(Q_{S12}=0)。

20 【0046】(a3) 一方、押込み時間tが第1基準時間t₁よりも長いとき(t>t₁)、制御器18は次を実行する。例えば上記(a2)に引き続き、オペレータが減ボタン22bを再度押込むと(n=3)、制御器18は電流ΔAを可変式減圧弁17にさらに入力するが(A=3ΔA)、押込み時間tが第1基準時間t₁よりも長い場合(t>t₁)、次を実行する。

(a31) 例えば「t=0.62sec」であると、第2基準時間t₂(=0.1sec)経過毎に電流ΔAを6回分だけ加算した電流A(=9ΔA)を可変式減圧弁17に入力する(A=9ΔA)。

30 (a32) 一方、例えば「t=2sec」であると、「A≤12ΔA」であるため、「t=0.9sec」となった時点で電流ΔAの加算を停止し電流A(=12ΔA)としている。

【0047】尚、(a3)の場合において、電流Aが「3ΔA～12ΔA」の間、上記(a31)や(a32)のように第2基準時間t₂毎に電流ΔAを加算して容量Qを多段階に小さくするのではなく、第2基準時間t₂を廃止して電流3ΔA～12ΔAを押込み時間tの関数として無段階に小さくしても構わない。

40 【0048】(a4) 増ボタン22aは上記減ボタン22bとは反対要領で電流AをΔAずつ又は関数的に減らし、これによりクラッチ圧PをΔPずつ又は関数的に増やし、これにより先に小容量Q_Sに変化していたトルクコンバータ2を段階的に又は関数的に大容量化する。

【0049】尚、上記説明から分かるように、制御器18は押込み信号S_a、S_bを処理する上で押込み信号S_a、S_bの違いを弁別できる必要がある。本実施例の制御器18は押込み信号S_a、S_bの入力部を個別構成し、これに基づき弁別している。勿論、増減ボタン22a、22bでの押込み信号S_a、S_bに対し予め、例え

ば電圧差、電流差、パルス差（形状差、周波数差、位相差等）等を付与し、制御器18がこのような差に基づき弁別する構成でも構わない。このようにすれば、本実施例のように、押込み信号 S_a 、 S_b の入力部を個別構成する必要はない。

【0050】上記(a1)～(a4)に基づく作用効果は、前記段落番号【0021】に記載の通りであるから重複説明は省略する。

【0051】(b)次に、基準トルク T_s によるトルクコンバータ2の容量制御を説明する。制御器18は、図4の制御区分図に示すように、変速レバー9から変速段信号 F_1 を受け、かつ基準トルク入力ダイヤル23から基準トルク T_s を受けたとき、基準トルク T_s と実際トルク検出器19からの実際トルク T_a との比較に基づくトルクコンバータ2の容量制御を行う。詳しくは図5を参照し説明する。尚、同図5は上記図3の最大牽引力曲線の F_1 を縮尺変更すると共に、基準トルクを用いたときの最大牽引力曲線図である。尚、最大トルク T_t （又は T_a 等）と最大牽引力 F_D とは厳密には相違するものの、本実施例では次に説明するように、同じと見做している。最大牽引力 F_D は通常「 $F_D = (\rho \eta / r) T_t - F_R$ 」に、一方、トルク T_t は「 $T_t = (F_D + F_R) / (\rho \eta / r)$ 」に基づき得られる。 ρ は変速度段 i 毎のトランスミッション4から後タイヤ7Rまでの総減速比、 η はその伝達効率、 r は後タイヤ7Rの半径、 T_t はトランスミッション入力トルクの半分（タービントルク T_t の半分、半分である理由は例機が前輪駆動であるにも係らず前ドライブシャフト5Fに実際トルク検出器19を装着していないためである）、 F_R は勾配抵抗、風圧抵抗及び路面抵抗等である走行抵抗であって走路状況で異なる。従って最大牽引力曲線と最大トルク曲線とは厳密には異なるものの、制限トルク T_s は例えば前記の通りこの制限トルク T_s に比較されるべき実際トルク T_a を後ドライブシャフト5Rに設けた実際トルク検出器19からだけ得ていること、さらには詳細を後述するように基準トルク T_s が走行抵抗 F_R を当然に上回る値であることから、一方、詳細を後述する基準車速 V_s も各変速度段 i における最大車速 V_{imax} をかなり下回る値であることから分かる通り、本発明では、上記図3の最大牽引力曲線を最大トルク曲線と見做しても差し支えない。

【0052】(b1)説明を簡単にするため、当初は増減ボタン22a、22bは押し込まれていないものとする（ $A=0$ 、即ち「 $P=P$ 」であり、トルクコンバータ2は最大容量 Q_{max} ）。先ず、図5に示すように、オペレータは基準トルク入力ダイヤル23を介して制御器18に基準トルク T_s を入力する。次いでオペレータが変速レバー9を F_1 位置に切換えると、制御器18は実際トルク T_a と基準トルク T_s とを比較し、「 $T_a > T_s$ 」であるとき「 $T_a = T_s$ 」となるように電流 A を生

成しトルクコンバータ2の容量 Q を制御する。即ち「 $T_a > T_s$ 」であれば「 $T_a = T_s$ 」となるまで電流 A を漸増させ、一方「 $T_a < T_s$ 」であれば「 $T_a = T_s$ 」となるまで電流 A を漸減させる。尚、この場合の漸増、漸減電流は、上記増減ボタン22a、22bの操作に基づく電流 ΔA とは無関係である（勿論、同一としてもよいが、この場合、制御品質は粗くなる）。具体的には、図5において、制御器18は「 $V=0$ 」では「 $Q=Q_{S6}$ 」になるまで（点g1でマッチングするまで）、「 $V=V_1$ 」では「 $Q=Q_{S4}$ 」になるまで（点g2でマッチングするまで）、「 $V=V_2$ 」では「 $Q=Q_{S2}$ 」になるまで（点g3でマッチングするまで）、「 $V \geq V_3$ 」では「 $Q=Q_{max}$ 」を維持する（「 $V=V_3$ 」は点g4でマッチング）、電流 A を変更する。尚、上記において車速 V （ $=0 \sim V_3$ ）を例示したが、これらは説明を容易にただけであり、要するに、前記の通り、車速 V に係わりなく、「 $T_a > T_s$ 」であれば「 $T_a = T_s$ 」となるまで電流 A を漸増させ、一方「 $T_a < T_s$ 」であれば「 $T_a = T_s$ 」となるまで電流 A を漸減させることになる。

【0053】(b2)上記基準トルク T_s を変更するときは、基準トルク入力ダイヤル23を回せばよい。このようにすると、基準トルク T_s は同図5において上下移動することになる。

【0054】上記(b1)、(b2)に基づく作用効果は、前記段落番号【0023】に記載の通りであるから重複説明は省略する。尚、上記基準トルク T_s による容量制御を F_1 時に限定したのは、一定の最大牽引力 F_D （一定の実際トルク T_a ）が要求される走行及び掘削（チルト）の複合動作に適用させるためであり、またこの複合動作が F_1 で行うのが普通だからである。勿論、 F_2 等の他の速度段にも適用しても構わない。

【0055】(b3)上記(b1)、(b2)の制御時に増減ボタン22a、22bから押込み信号 S_a 、 S_b を入力すると、制御器18は、「 $T_a < T_s$ 」であるときは、増減ボタン22a、22bに基づく容量 Q を固定する。一方、「 $T_a > T_s$ 」であるときは「 $T_a = T_s$ 」となるように電流 A を制御する。

【0056】上記(b3)に基づく作用効果は、前記段落番号【0025】の(3)に記載の通りであるから重複説明は省略する。

【0057】(c)次に、基準車速 V_s によるトルクコンバータ2の容量制御を説明する。即ち制御器18は、基準車速入力ダイヤル24からの基準車速 V_s と、実際車速検出器21からの実際車速 V_a と、前記図4に示す通り、変速レバー9からの変速段信号 F_1 、 F_2 、 R_1 、 R_2 とに基づき次の処理を行う。詳しくは図6を参照し説明する。

【0058】(c1)説明を簡単にするため当初は増減ボタン22a、22bは押し込まれていないものとする

($A=0$ 、即ち「 $P=P$ 」であり、トルクコンバータ2は最大容量 Q_{max})。先ずオペレータが基準車速入力ダイヤル24を介して制御器18に、図5に示す実際車速 V_a ($=3\text{ km/h}$)を入力する。次いでオペレータが変速レバー9をF1に切換えると、制御器18は実際車速 V_a と基準車速 V_s (本実施例では「 $V_s=4\text{ km/h}$ 」)とを比較し、「 $V_a > V_s$ 」であるとき、最大牽引力 F_D がほぼ零($F_D \approx 0$)となるように電流 A ($=11\Delta A$)を生成し、トルクコンバータ2の容量 Q を減らす。又は、トルクコンバータ2の容量 Q を零($Q=0$)にする電流 A ($=12\Delta A$)を生成する。具体的には、図6において、トルクコンバータ2は最大容量 Q_{max} において、例えば例機が作業系用トルク T_{eH} が十分であり、また走行系用トルク T_{eD} が多く必要でないと、実際車速 V_a は直ちに基準車速 V_s となる($V_a = V_s$)。すると、制御器18は直ちに電流 A ($=11\Delta A$)を生成し、トルクコンバータ2の容量 Q を減らす。これにより「 $V_a = V_s$ 」が維持される。尚、「 $V_a = V_s$ 」のときは容量 Q が小容量 Q_{S11} ($=11\Delta A$ 相当)であるから、走行抵抗 F_R によっては、「 $V_a > V_s$ 」となることもある。

【0059】(c2)上記基準車速 V_s を変更するときは、基準車速入力ダイヤル24を回せばよい。このようにすると、基準車速 V_s は同図5において左右へ移動することになる。

【0060】上記(c1)、(c2)に基づく作用効果は、前記段落番号[0027]に記載の通りであるから重複説明は省略する。尚、上記基準車速 V_s による容量制御をF1、F2、R1、R2に限定したのは、略一定車速 V_s が要求されるダンプトラックやホッパ等に対する走行及び積込み・積降し(ダンプ)の複合動作に適用させるためであり、またこの複合動作がF1、F2、R1又はR2で行われ、F3及びR3が走行専用であるのが普通だからである。勿論、R3やF3に適用しても又はF2、R1、R2に不適用としても構わない。

【0061】(c3)上記(c1)、(c2)の制御時に増減ボタン22a、22bから押込み信号 S_a 、 S_b を入力すると、制御器18は押込み信号 S_a 、 S_b に基づき、トルクコンバータ2の容量 Q を変更する。そしてこの変更された容量 Q を最大容量として上記(c1)、(c2)が制御される。つまり上記(c1)、(c2)、(a1)～(a4)に基づくそれぞれの前記作用効果が重畳する。

【0062】(c4)上記(c1)、(c2)の制御時に基準トルク入力ダイヤル23から基準トルク T_s を入力すると、上記(c1)、(c2)、(b1)及び(b2)に基づく前記それぞれの作用効果が重畳する。

【0063】(c5)上記(c1)、(c2)の制御時に増減ボタン22a、22bから押込み信号 S_a 、 S_b を入力すると共に基準トルク入力ダイヤル23から基準

トルク T_s を入力すると、上記(c1)、(c2)、(a1)～(a4)、(b1)及び(b2)に基づくそれぞれの前記作用効果が重畳する。

【0064】(d)次に、オーバラン時のトルクコンバータ2の容量制御を説明する。前記したように、制御器18は変速レバー9の7位置信号の内、変速段信号F1、F2、R1、R2についてエンジン1の駆動力に基づく変速度段毎の最大車速 V_{imax} を予め記憶している。そして制御器18は、上記(a)～(c5)等に基づくトルクコンバータ2の容量制御時において、実際車速 V_a が当該変速段信号F1での最大車速 V_{imax} (7 km/h)を越えたとき($V_a > V_{imax}$)、電流 A を零にし、クラッチ2aを直結状態とする。

【0065】上記(d)に基づく作用効果は、前記段落番号[0029]に記載の通りであるから重複説明は省略する。

【0066】尚、増減ボタン22a、22bによるトルクコンバータ2の容量 Q 、基準トルク入力ダイヤル23による基準トルク T_s 、基準トルク入力ダイヤル23による基準車速 V_s の夫々の設定は、それぞれ22a、22b、23、24を初期位置に戻すことによって解消できるが、制御器18に信号的に接続されたメインスイッチ25を切ることによっても解消できるようにしてある。勿論、エンジン1の始動や停止を司るメインスイッチ25でなく、解消専用のスイッチを設けても構わない。

【0067】以下、他の実施例を項目列記する。

【0068】(1)上記実施例での例機はホイールローダとしたが、ドーザショベルやモータグレーダ等の作業車両であっても構わない。要するに、エンジントルク T_e を可変容量式トルクコンバータ2を介して受けて作動する走行系と、エンジントルク T_e を受けて作動する作業系とを有する可変容量式トルクコンバータ付き作業車両であればよい。このようにしても、上記実施例と同様の作用効果を得ることができる。尚、上記実施例における制御(d)は、作業車両に限定されることなく、可変容量式トルクコンバータ付き車両であるならば、どのような車両に対しても適用できる。

【0069】(2)上記実施例での実際トルク検出器19は後ドライブシャフト5Rに1個設けただけであるが、前後ドライブシャフト5F、5Rにそれぞれ設けることが望ましい。この場合、前後実際トルク T_a を加算し($2T_a$)、この加算トルク $2T_a$ によって上記制御を実行することになる。このようにすると、制御品質が向上する。

【0070】(3)上記実施例での増減ボタン22a、22bはバケット用操作レバー12bに設けたが、アーム用操作レバー12aに設けても構わない。また両操作レバー12a、12bにそれぞれ設けても構わない。両操作レバー12a、12bがジョイスティックレバーの

ようにマルチ方向で操作できる一本レバーであるならばこれに設ける。このようにしても、上記実施例と同様の作用効果を得ることができる。ステアリングハンドル又はその近傍に設けても構わない。要すれば、オペレータが常時把持可能な部材に設ければよい。

【0071】(4) 上記実施例での可変容量トルクコンバータ2は、固定容量式のトルクコンバータ2bのポンプとエンジン1との間にクラッチ2aを設けたクラッチ式としたが、前記したように、複数ポンプを有してその幾つかとエンジン1との間にクラッチ2aをそれぞれ設けた固定容量式のトルクコンバータ2bでも構わない。この場合、それぞれのクラッチ2aの幾つか又は総てを制御することになる。またステータの翼角を変化させるアクチュエータを設けた可変容量式のトルクコンバータ2でも構わない。要するに、可変容量式のトルクコンバータ2であればよい。このようにしても、上記実施例の基本的作用効果は変わらない。

【0072】(5) 上記実施例では実際トルク検出器19と実際車速検出器21とを設けたが、これらに代えてトルクコンバータ2bのポンプ回転数 N_p 及びタービン回転数 N_t を検出する検出器をそれぞれ設け、かつ制御器18に前記図7のようなトルクコンバータ性能曲線を予め記憶させ、次のように処理してもよい。即ち制御器18は両回転数 N_p 、 N_t を各検出器から受けて速度比 $e (= N_t / N_p)$ を算出する。そして速度比 e によって記憶の図7のトルクコンバータ性能曲線からトルク係数 τ_p とトルク比 λ とを抽出する。そしてトルク係数 τ_p 及びポンプ回転数 N_p を前記「 $\tau_p (N_p / 1000)^2$ 」に代入することによりポンプトルク $T_p (= \tau_p (N_p / 1000)^2)$ を求める。そしてポンプトルク T_p にトルク比 λ を乗じることによりタービントルク $T_t (= \lambda T_p)$ を得る。ここで基準車速入力ダイヤル24から入力する基準トルク T_s を予めタービントルク T_t に対応した値としておくことにより、上記実施例の処理をそのまま続行できる。一方、基準車速入力ダイヤル24から入力する基準車速 V_s を予めタービン回転数 N_t に対応した値としておくことにより、これも上記実施例の処理をそのまま続行できる。

【0073】(6) 上記実施例での押込み信号 S_a 、 S_b は、上記(a1)～(a4)の通り、トルクコンバータ2の容量変更に用いたが、これに加え、両ダイヤル23、24に代わる基準トルク T_s や基準車速 V_s の基準値入力手段として併用することができる。即ち制御器18は例えば押込み信号 S_a に対してはその押込み回数 n 及び押込み時間 t のいずれかに応じた前記電流 $-\Delta A$ と共に単位増基準トルク $+\Delta T_s$ 及び単位増基準車速 $+$

s を記憶する。一方、押込み信号 S_b に対してはその押込み回数 n 及び押込み時間 t のいずれかに応じた電流 $+\Delta A$ と共に単位減基準トルク $-\Delta T_s$ と単位減基準車速 $-\Delta V_s$ を記憶する。そして制御器18は、増減ボタン22a、22bから押込み信号 S_a 、 S_b を受けて電流 $A (= n \Delta A)$ を出力すると同時に、現在の実際トルク T_a 及び基準トルク T_s に対し単位増減実際車速 $\pm \Delta V_a$ や単位増減実際車速 $\pm \Delta V_a$ を加算する。尚、この場合、これらはセットで作用するようになるため、上記実施例のように、増減ボタン22a、22b、基準車速入力ダイヤル24、基準トルク入力ダイヤル23によるトルクコンバータ2の容量 Q の個別制御を行なわない場合に有効である。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施例なるホイールローダの側面図である。

【図2】実施例での可変容量式トルクコンバータの容量制御ブロック図である。

【図3】実施例の最大牽引力曲線図である。

【図4】実施例での制御区分図である。

【図5】基準トルクを用いたときの最大牽引力曲線図である。

【図6】基準車速を用いたときの最大牽引力曲線図である。

【図7】トルクコンバータの一般的性能曲線図である。

【図8】エンジンと可変容量式トルクコンバータとのマッチング性能図であり、(a)は最大容量時、(b)は小容量時である。

【図9】従来技術なるペダルの踏込量とクラッチ圧との関係図である。

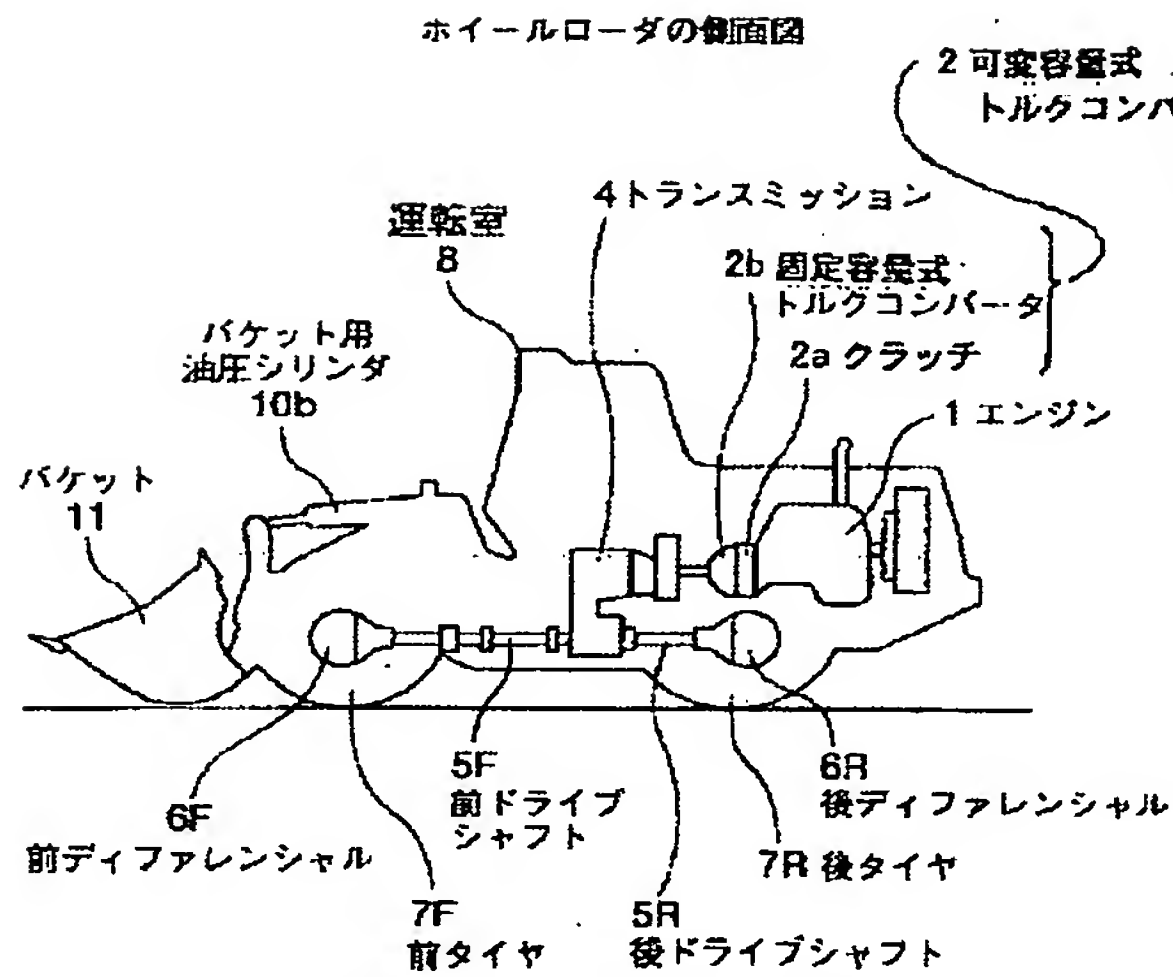
【図10】ホイールローダの前進1速時での最大牽引力曲線図である。

【図11】複合動作時の力ベクトル図である。

【符号の説明】

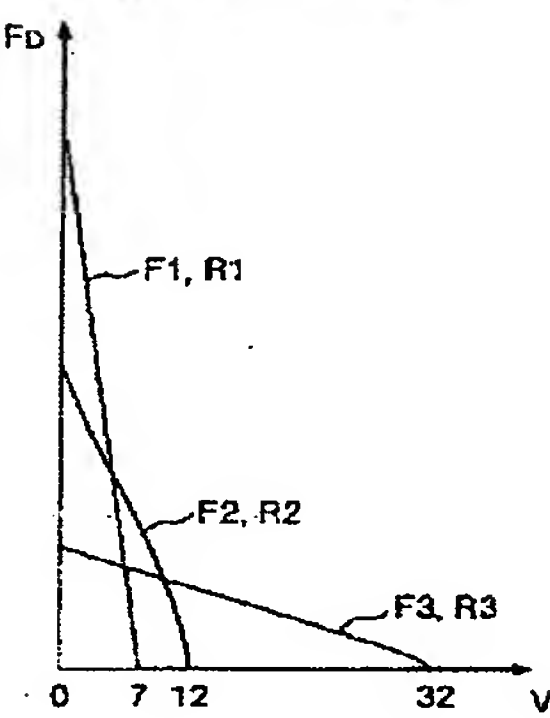
1…エンジン、2…可変容量式トルクコンバータ、2a…クラッチ、2b…固定容量式トルクコンバータ、4…トランスミッション、9…変速レバー、12b…操作レバー、18…制御器(制御手段)、19…実際トルク検出器(実際トルク検出手段)、21…実際車速検出手段、22a…増ボタン(自動復帰形押込み手段)、22b…減ボタン(自動復帰形押込み手段)、23…基準トルク入力手段、24…基準車速入力手段、F1、F2、R1、R2…速度段、 n …押込み回数、 Q …トルクコンバータ容量、 S_a 、 S_b …押込み信号、 t …継続時間(押込み時間)、 T_a …実際トルク、 T_s …基準トルク、 V_a …実際車速、 V_s …基準車速、 V_{imax} …最大車速、 V_{lmax} …前後進1速の最大車速。

【図1】



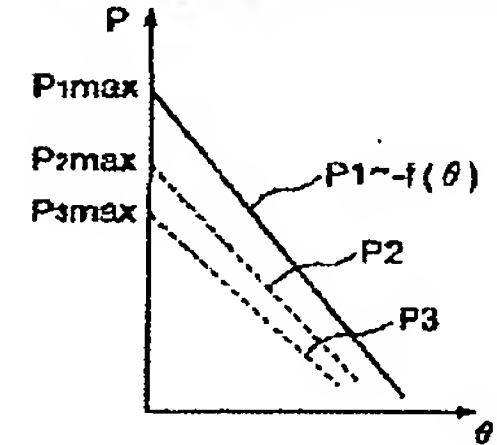
【図3】

例機の最大牽引力曲線図



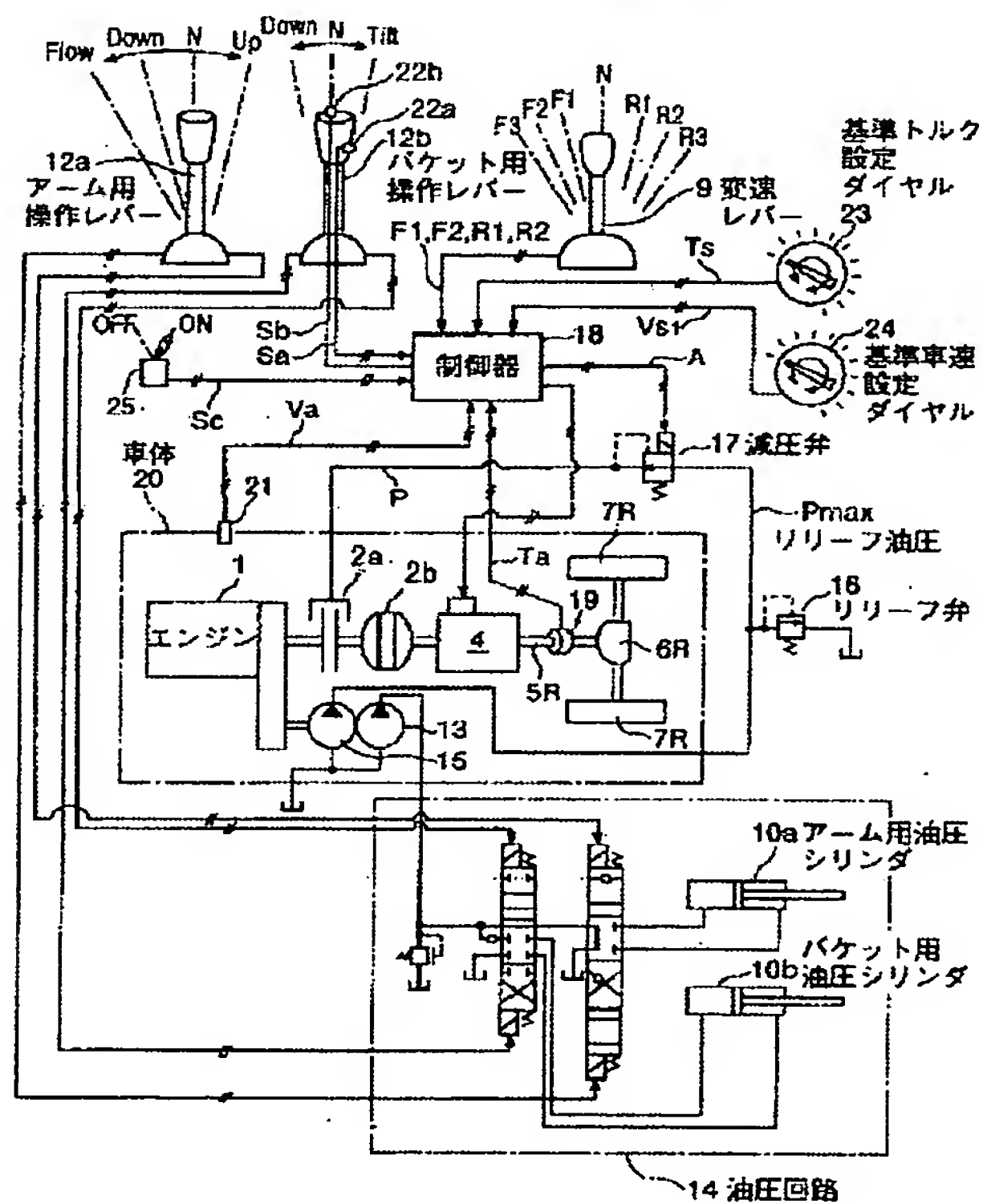
【図9】

ペダル踏み量とクラッチ圧との関係図



【図2】

可変容量式トルクコンバータの容量制御ブロック図



【図4】

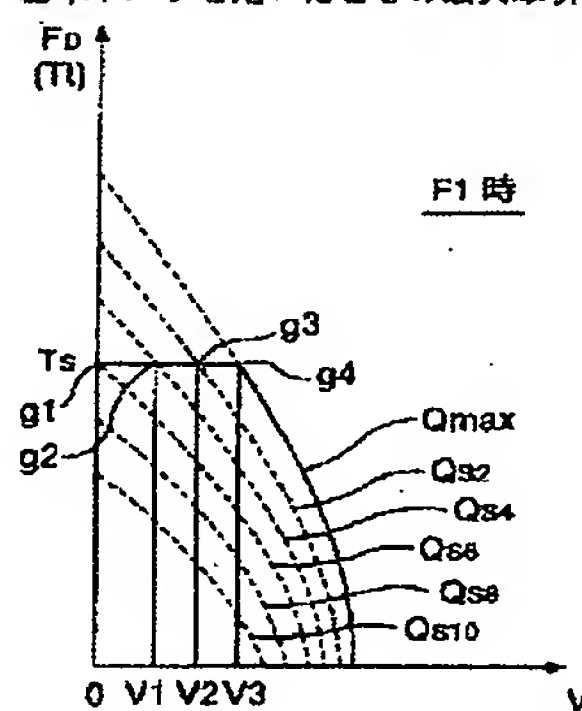
制御区分図

○: 適用

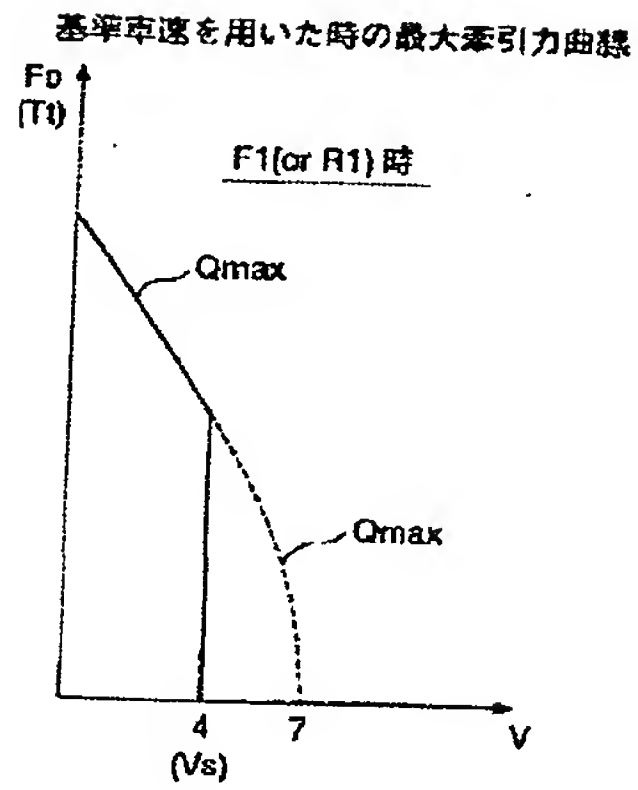
変速度段	F			N	R		
	3	2	1		1	2	3
容量制御							
ボタン制御		○	○		○	○	
基準トルク制御			○				
基準車速制御		○	○		○	○	
オーバーラン防止制御		○	○		○	○	

【図5】

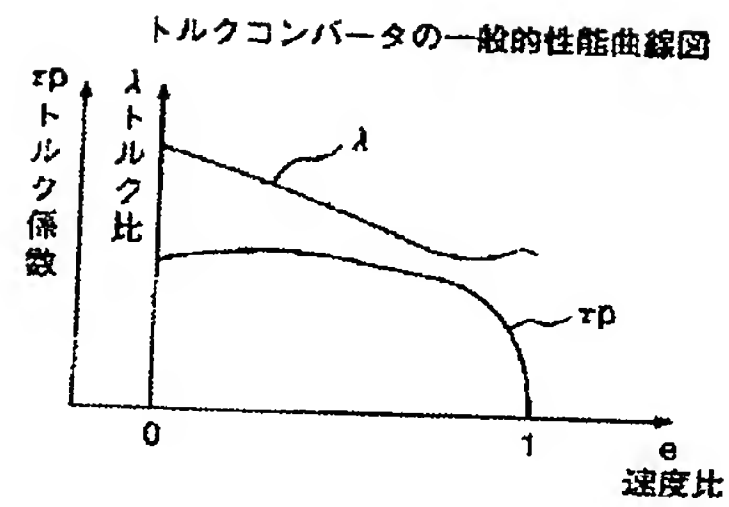
基準トルクを用いたときの最大牽引力曲線図



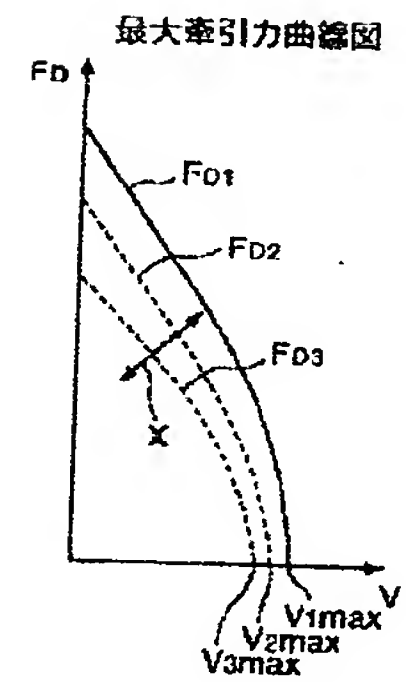
【図6】



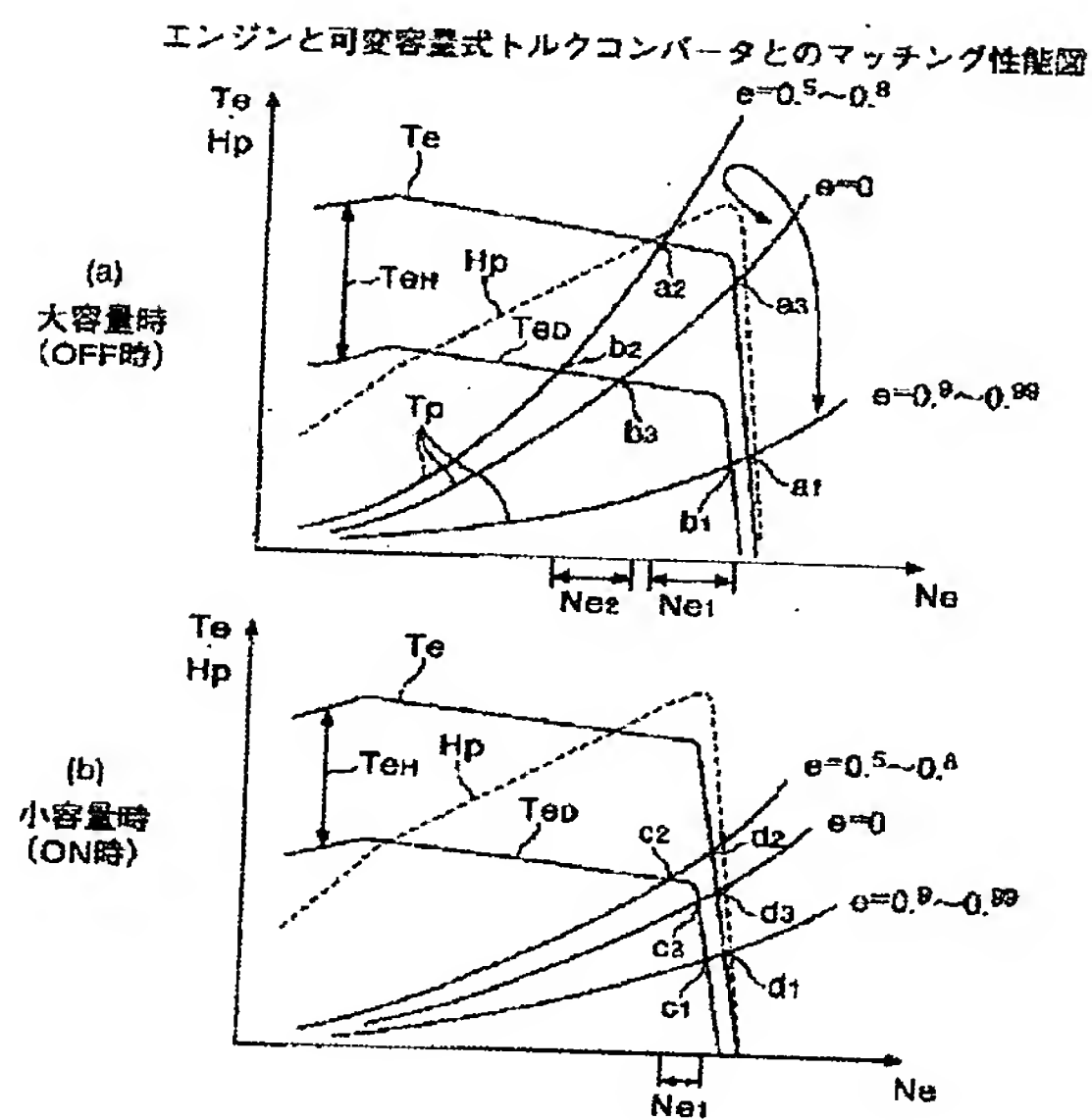
【図7】



【図10】



【図8】



【図11】

